

Étude expérimentale d'égalisation modale d'une salle aux basses fréquences à l'aide d'absorbeurs électroacoustiques actifs

Etienne Rivet, Romain Boulandet, Hervé Lissek, Iris Rigas

LEMA, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, CH-1015 Lausanne
E-mail : etienne.rivet@epfl.ch

Un des problèmes majeurs rencontrés dans des situations de correction acoustique de petites salles destinées à l'écoute de système de diffusion sonore (type « home audio ») réside dans le traitement des basses fréquences. Le problème résulte de mauvaises propriétés d'absorption et d'isolation des matériaux de construction à ces fréquences. Face à cette réalité, il s'avère pertinent de détourner des haut-parleurs de leur qualité première de diffuseur du son, et de les transformant en « absorbeurs électroacoustiques », comme solution technique pour l'égalisation modale des salles aux basses fréquences. Ce concept met en œuvre un haut-parleur en enceinte close connecté à une charge électrique dédiée, qui permet d'adapter l'impédance acoustique apparente de la membrane à une valeur cible sur une plage de fréquences relativement large, typiquement en-dessous de 100 Hz. L'idée générale est donc d'améliorer la qualité de reproduction sonore dans une salle par des contrôles locaux de l'impédance acoustique. Dans cet article, l'accent est mis sur le placement optimal d'absorbeurs électroacoustiques dans une salle test, afin d'amortir les modes acoustiques sur une plage de fréquences allant de 20 à 100 Hz.

1 Introduction

La notion d'égalisation modale de salles aux basses fréquences désigne un ensemble de techniques visant à réduire les effets audibles des résonances acoustiques dans les espaces clos [1]. Pour des longueurs d'onde de l'ordre des dimensions de la salle, le champ acoustique présente en effet un caractère stationnaire. Pour une position d'écoute donnée, la pression acoustique mesurée, en réponse à une source de son, peut alors présenter des niveaux élevés à certaines fréquences, qui correspondent aux fréquences propres de la salle, et ceci même pour des niveaux de puissance de source extrêmement faibles, comme illustré sur la Figure 1a. En outre, la distribution spatiale de l'énergie acoustique dans une salle, comme présentée sur la Figure 1b, présente de fortes disparités liées aux nœuds et ventres de pression acoustique du champ modal. Enfin, la constante de temps de ces modes, correspondant à la durée de décroissance du régime libre à l'extinction d'une source à ces fréquences, et comparable à une durée de réverbération dans le cas d'un champ diffus, va également avoir une influence sur la qualité de reproduction sonore. Ainsi, cette décroissance peut avoir des conséquences dans l'interprétation du son dans les espaces d'écoute, en particulier pour des sources modulées en amplitude comme c'est le cas pour la musique. Ces différents phénomènes physiques vont alors contribuer à détériorer la reproduction sonore dans les domaines fréquentiel, spatial et temporel [2].

Les dispositifs techniques de l'état de l'art destinés à l'absorption d'énergie sonore, tels que des matériaux poreux ou des résonateurs acoustiques, ne permettent malheureusement pas de dissiper l'énergie acoustique de manière efficace dans la plage de fréquences susmentionnée. Des panneaux fléchissant ou des résonateurs de Helmholtz peuvent parfois être utilisés pour traiter les basses fréquences [3]. Toutefois ils sont généralement trop encombrants, ce qui rend cette option inexploitable dans la plupart des situations. Une alternative est l'utilisation de bass-traps, qui sont des résonateurs à membrane accordés à une fréquence relativement basse

pour laquelle ils peuvent être totalement absorbants. Néanmoins, leurs performances sont limitées en termes de sélectivité fréquentielle, en raison du facteur de qualité de la résonance qui ne peut être contrôlé de manière passive. Par ailleurs, ces dispositifs restent généralement relativement volumineux et par conséquent, ils sont peu utilisés dans les petites salles.

Les "absorbeurs électroacoustiques" sont alors présentés comme solution alternative pour l'égalisation modale d'une salle [4,5]. L'idée générale de ce concept est de contrôler l'impédance acoustique d'une membrane, à des emplacements stratégiques dans la salle, où les ventres de pression acoustique sont particulièrement prononcés (généralement les coins d'une salle). Ces absorbeurs électroacoustiques sont simplement des haut-parleurs en enceinte close, dont la dynamique mécanique peut être altérée en leur connectant une charge électrique appropriée. Cette charge peut soit être un simple dipôle électrique passif, ou bien un dispositif de contrôle actif d'impédance acoustique utilisant des contre-réactions sur des grandeurs acoustiques mesurées devant la membrane [6]. La nature résonante de la membrane du haut-parleur est alors artificiellement modifiée pour devenir un résonateur acoustique actif, où ses propriétés d'absorption acoustique sont contrôlées. Ainsi, la faculté du haut-parleur à absorber l'énergie acoustique peut être significativement améliorée en modifiant le facteur de qualité de sa résonance naturelle autour de sa résonance mécanique, où la membrane est essentiellement résistive.

Le contrôle consiste donc principalement à ajouter des pertes électriques par le biais de techniques passives (shunt résistif) ou semi-actives (contrôle direct d'impédance acoustique). En outre, le choix du transducteur se porte naturellement vers des haut-parleurs électrodynamiques à bobine mobile pour plusieurs raisons : sa disponibilité immédiate, son coût relativement faible, et ses propriétés électromécaniques qui favorisent le contrôle par des résistances autour de la résonance mécanique, permettant de modifier la dynamique du transducteur de manière relativement simple.

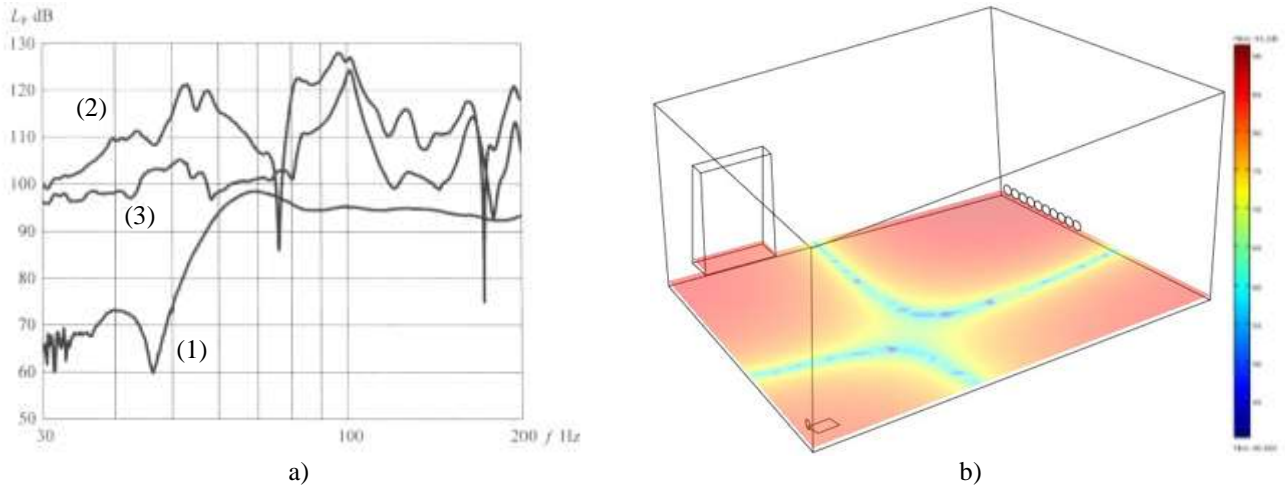


Figure 1: a) Niveaux de pression acoustique produits par un même haut-parleur excité par une source de bruit blanc dans différents locaux (dans la salle anéchoïque de l'EPFL (1), et dans la salle réverbérante de l'EPFL, en 2 positions (2) et (3)) (source: [4]) ; b) Distribution du niveau de pression acoustique dans la salle réverbérante de l'EPFL excitée sur son mode propre (1,1,0) à 34.9 Hz (simulation réalisée à l'aide du logiciel Comsol Multiphysics).

2 Absorbeurs électroacoustiques

2.1 Description générale du concept d'absorbeur électroacoustique

Comme il a été mentionné préalablement, un absorbeur électroacoustique est un haut-parleur, ici en enceinte close, auquel est connectée une charge électrique, comme illustré sur la figure 2. Cette charge peut être un simple dipôle électrique, par exemple une résistance, ou un dispositif de contrôle actif d'impédance acoustique, incluant des capteurs de pression et de vitesse et des circuits d'amplification. Avec un tel dispositif électrique, la dynamique de la membrane peut être modifiée de manière semi-active ou active, permettant ainsi de la rendre absorbante vis-à-vis des ondes de pression acoustique exogènes. Une alternative à ces stratégies de contrôle d'impédance est de remplacer le dispositif de contrôle actif par une impédance électrique de synthèse [6]. Le courant circulant dans la bobine du haut-parleur, et par conséquent la force de réaction de la membrane à une perturbation extérieure, est alors modulé en fonction de la force électromotrice générée à la sortie électrique du haut-parleur, qui est liée à la vitesse vibratoire de la membrane. C'est cette dernière configuration qui a été sélectionnée pour la réalisation pratique.

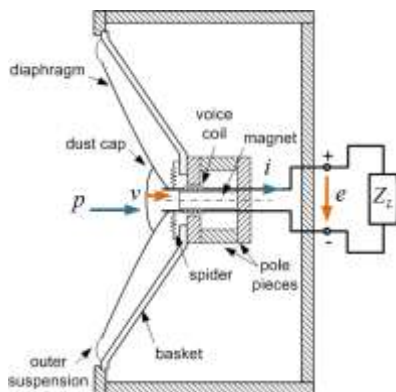


Figure 2: Schéma d'un haut-parleur en enceinte close connecté à une charge électrique spécifique.

2.2 Formulation

Dans ce qui suit, nous avons choisi de présenter un modèle extrêmement simple d'un haut-parleur, permettant de comprendre le fonctionnement général. En particulier, il est fait ici l'hypothèse que les variations des quantités acoustiques, et par conséquent électriques, mises en jeu sont négligeables devant les valeurs statiques (hypothèses de l'acoustique linéaire), et que le moteur du haut-parleur reste linéaire dans ces conditions. Il est également fait l'hypothèse que l'impédance mécanique de la membrane, ainsi que les modifications de cette impédance par contrôle semi-actif ou actif, est grande devant l'impédance de rayonnement de la membrane mobile. Par conséquent, il n'est pas nécessaire de tenir compte du rayonnement du haut-parleur dans ce qui suit. Cette hypothèse peut être remise en question, mais cela n'enlève rien de la généralisation des discussions qui vont suivre.

Le haut-parleur électrodynamique à bobine mobile est un système linéaire invariant, dont la dynamique peut être exprimée principalement par deux équations couplées : la loi de Newton du côté mécanique et la loi des mailles du côté électrique. Considérons un haut-parleur dont l'équipage mobile est constitué d'une membrane suspendue sur son pourtour par une suspension élastique et à sa base par un « spider ». Cet ensemble est solidaire à sa base à un petit cylindre autour duquel est enroulée une bobine de cuivre. Celle-ci est susceptible de se déplacer selon un mouvement axial le long de l'axe de symétrie du haut-parleur, dans l'entrefer d'un aimant permanent entouré de pièces polaires. Ce haut-parleur est inclus dans une enceinte close de volume V_b , et connecté à une charge électrique complexe de valeur $Z_L(\omega)$ (ω désignant la pulsation en régime harmonique), comme illustré sur la Figure 2. Il est aussi possible de modéliser la dynamique du haut-parleur en utilisant ses paramètres en petits signaux [4], permettant d'écrire un système d'équations, reliant les accès acoustiques (pression p et vitesse vibratoire v) et électriques (tension e et intensité i) du haut-parleur :

$$\begin{cases} S p(\omega) = \left(j\omega M_{ms} + R_{ms} + \frac{1}{j\omega C_{mc}} \right) v(\omega) - Bl i(\omega) \\ e(\omega) = -Z_L(\omega) i(\omega) = (j\omega L_e + R_e) i(\omega) + Bl v(\omega) \end{cases} \quad (1)$$

où M_{ms} désigne la masse dynamique de l'équipage mobile, R_{ms} la résistance mécanique, et $C_{mc} = C_{ms} C_{mb} / (C_{ms} + C_{mb})$ la compliance mécanique (inverse de la raideur) équivalente à la mise en série des suspensions du haut-parleur (C_{ms}) et de la suspension acoustique du volume de l'enceinte ($C_{mb} = V_b / \rho c^2 S^2$, où ρ et c désignent la densité de l'air et la célérité des ondes acoustiques dans l'air). Du côté électrique, R_e et L_e désignent la résistance et l'inductance électrique de la bobine. Enfin, S désigne la surface effective de la membrane, et Bl le facteur de force du transducteur électrodynamique.

Dans ce système d'équations, l'élément contrôlable est bien évidemment l'impédance électrique de charge $Z_L(\omega)$, qui peut être vue comme un régulateur du courant circulant dans la bobine, en fonction de la tension électrique résultant de la mise en vibration de l'équipage mobile. Ce courant étant directement relié à la force de Laplace appliquée à la membrane, il en découle que cette impédance de charge peut également être considérée comme un régulateur de la vitesse vibratoire de la membrane en fonction de la perturbation acoustique extérieure, exprimée comme une force de pression Sp .

Du système d'équations (1), il est assez aisé d'exprimer l'admittance acoustique présentée par la membrane du haut-parleur (normalisée à l'admittance caractéristique de l'air), comme une fonction de transfert complexe :

$$\begin{aligned} y(\omega) &= \rho c \frac{v(\omega)}{p(\omega)} \\ &= \rho c S \frac{j\omega}{(j\omega)^2 M_{ms} + j\omega R_{ms} + \frac{1}{C_{mc}} + \frac{j\omega (Bl)^2}{j\omega L_e + R_e + Z_L(\omega)}} \end{aligned} \quad (2)$$

Enfin, le coefficient d'absorption acoustique sous incidence normale peut être directement dérivé de l'admittance acoustique, selon l'expression :

$$\alpha(\omega) = 1 - \left| \frac{1 - y(\omega)}{1 + y(\omega)} \right|^2 \quad (3)$$

Ce résultat indique que, en fonction de la valeur ou de l'allure de l'admittance acoustique que l'on dispose en charge du haut-parleur, il est possible de varier le coefficient d'absorption acoustique, au moins autour de la résonance du haut-parleur, qui est en général de l'ordre de quelques dizaines de Hertz. Ainsi, pour certains types d'impédance de charge, le coefficient d'absorption peut atteindre des valeurs proches de l'unité, sur une bande de fréquence plus ou moins large selon la valeur de résistance totale. Celle-ci est obtenue en additionnant les résistances mécaniques équivalentes du haut-parleur shunté (somme des pertes mécaniques et électriques, incluant la charge active) et la valeur de réactance mécanique équivalente à la charge électrique active, qui est généralement réglée de

manière à diminuer la réactance mécanique globale (somme de toutes les réactances mécaniques équivalentes) sur la bande de fréquence désirée (par exemple en synthétisant une réactance électrique négative).

Ce résultat peut en particulier être exploité pour réaliser une égalisation modale aux basses fréquences dans une salle. Pour un contrôle performant de l'absorption acoustique, la gamme de fréquences est idéalement située autour de la résonance, soit sur une bande de fréquences comprise entre 20 et 100 Hz. C'est cette configuration qui sera développée dans les sections suivantes.

2.3 Validation expérimentale du principe

Afin de mettre en évidence les propriétés absorbantes d'un absorbeur électroacoustique soumis à une charge électrique active, plusieurs prototypes d'absorbeur électroacoustique ont été réalisés avec des haut-parleurs bas-medium Monacor SPH-300TC en enceinte close de 23 litres, avec un dispositif de synthèse d'impédance électrique dont la mise en œuvre n'est pas détaillée davantage.

Les performances d'absorption acoustique de ces prototypes sont mesurées avec la méthode de mesure de l'impédance acoustique à l'aide de deux microphones, selon la norme ISO 10534-2 [7].

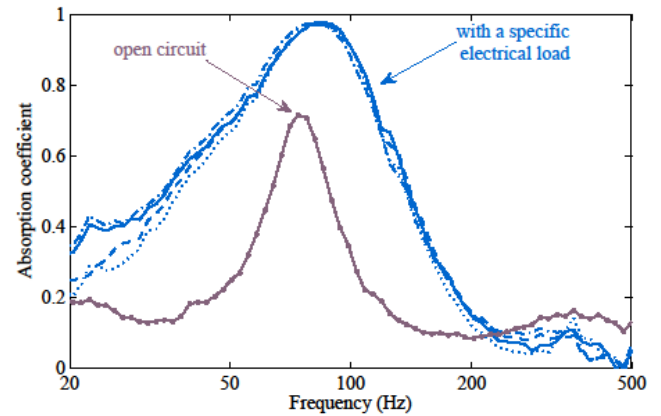


Figure 3: Coefficient d'absorption mesuré pour les 4 absorbeurs électroacoustiques utilisés pour l'étude, comparé au cas en circuit ouvert.

Comme le montrent les résultats présentés en figure 3, le concept d'absorbeur électroacoustique permet d'améliorer les performances acoustiques de la membrane du haut-parleur, en augmentant les pertes totales du dispositif à travers des résistances électriques. Le facteur de qualité de la résonance est affecté par le contrôle, indiquant un changement au niveau de la réactance du système. Ainsi, il est possible de montrer que le contrôle électrique revient à créer, du côté mécanique, une masse et une compliance équivalentes et négatives, permettant d'abaisser la pente de la réactance acoustique autour de la résonance du haut-parleur.

Ce principe de contrôle acoustique va maintenant être appliqué à un champ complexe tridimensionnel, afin de mettre en évidence le potentiel de la technique pour l'égalisation modale d'une salle en vue de la diffusion de son aux basses fréquences.

3 Égalisation modale aux basses fréquences

Cette étude expérimentale vise à appliquer le contrôle modal à une pièce rectangulaire dont les murs et le plafond sont en béton, et le sol en carrelage. La salle de tests est un local technique de dimensions 3 x 5.6 x 3.53 m³, représentant une surface totale de 94.3 m² et un volume de 59.3 m³. Du fait de parois rigides ce local est caractérisé par une faible absorption équivalente, et par conséquent de réverbération importante. Elle présente en outre des modes isolés facilement identifiables aux basses fréquences.

3.1 Identification des fréquences propres de la salle

L'identification des modes propres dominants de la salle est un préalable à l'étape de traitement acoustique qui va suivre. Leur évaluation explicite via le calcul des valeurs et fréquences propres de la salle est en général complexe et peut-être facilitée par l'application de méthodes numériques par éléments finis (FEM). Compte tenu de la géométrie particulièrement simple et des conditions de frontière relativement uniformes, la théorie ondulatoire de l'acoustique des salles peut également être appliquée [1,8].

Un modèle de la salle a été établi par éléments finis à l'aide du logiciel Comsol Multiphysics, afin de calculer la structure spatiale des différents modes. Par cette approche, la solution de l'équation d'onde est résolue en fonction des conditions aux limites, qui décrivent mathématiquement les propriétés acoustiques des murs, du sol et du plafond.

Le niveau de pression acoustique calculé avec le logiciel dans un coin (désigné par le numéro 8 sur la Figure 6 ou la Figure 7) de la salle est illustré sur la Figure 4. Le tableau 1 résume les quinze premières fréquences propres de la salle obtenues pour une célérité de l'air égale à 343 m s⁻¹, ainsi que la structure des modes associés, représentés par le triplet (n_x , n_y , n_z).

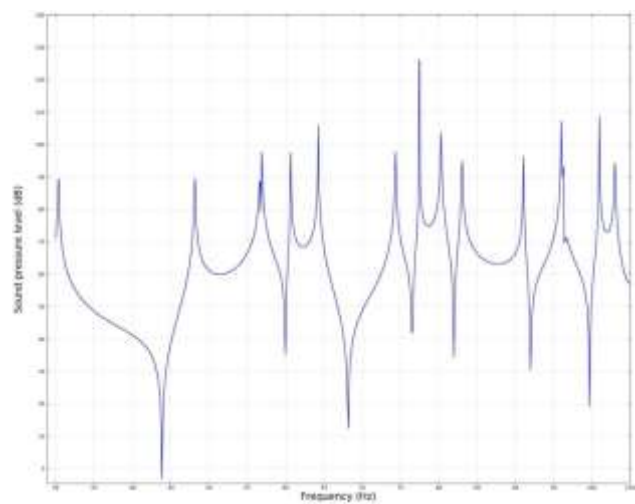


Figure 4: Niveau de pression acoustique calculé dans le coin 8 de la salle.

Tableau 1 : Fréquences propres de la salle de dimensions 3 x 3 x 3.53 m ; le triplet (n_x , n_y , n_z) indique la structure des modes correspondants.

n_x	n_y	n_z	Fréquences propres		Type du mode
			Calculées	Mesurées	
0	1	0	30.4 Hz	31.2 Hz	Axial
0	0	1	48.2 Hz	48.0 Hz	Axial
1	0	0	56.6 Hz	54.8 Hz	Axial
0	1	1	56.9 Hz	58.2 Hz	Tangentiel
0	2	0	60.7 Hz	61.5 Hz	Axial
1	1	0	64.3 Hz	65.3 Hz	Tangentiel
1	0	1	74.4 Hz	73.0 Hz	Tangentiel
0	2	1	77.5 Hz	76.0 Hz	Tangentiel
1	1	1	80.3 Hz	79.7 Hz	Oblique
1	2	0	83.0 Hz	83.9 Hz	Tangentiel
0	3	0	91.0 Hz	91.6 Hz	Axial
1	2	1	96.0 Hz	95.2 Hz	Oblique
0	0	2	96.3 Hz	96.8 Hz	Axial
0	1	2	100.9 Hz	101.3 Hz	Tangentiel
0	3	1	103.0 Hz	102.7 Hz	Tangentiel

3.2 Placement des absorbeurs dans la salle

La Figure 5 montre les structures des modes de la salle comprises entre 65 Hz et 105 Hz. Cette représentation graphique permet de déterminer les positions des absorbeurs en fonction de la structure des modes à traiter. Aux basses fréquences, typiquement lorsque la taille des absorbeurs électroacoustiques devient relativement petite par rapport aux longueurs d'onde considérées, le couplage avec la salle est inefficace quand ils sont placés sur des nœuds de pression [9,10]. Afin d'obtenir des performances optimales, il est préférable de les placer à proximité des ventres de pression. D'après la Figure 5, les absorbeurs devraient idéalement être encastrés dans les murs afin d'être au plus proche des ventres de pression, et de surcroît ne pas interférer avec le volume effectif de la salle. Pour des raisons pratiques évidentes, nous les avons simplement répartis à l'intérieur de la salle au plus près des murs. Par ailleurs, différentes orientations des absorbeurs ont été étudiées afin d'évaluer la sensibilité du contrôle modal. Pour ne pas surcharger inutilement cet article, seules deux configurations sont discutées dans la suite parmi la dizaine testée.

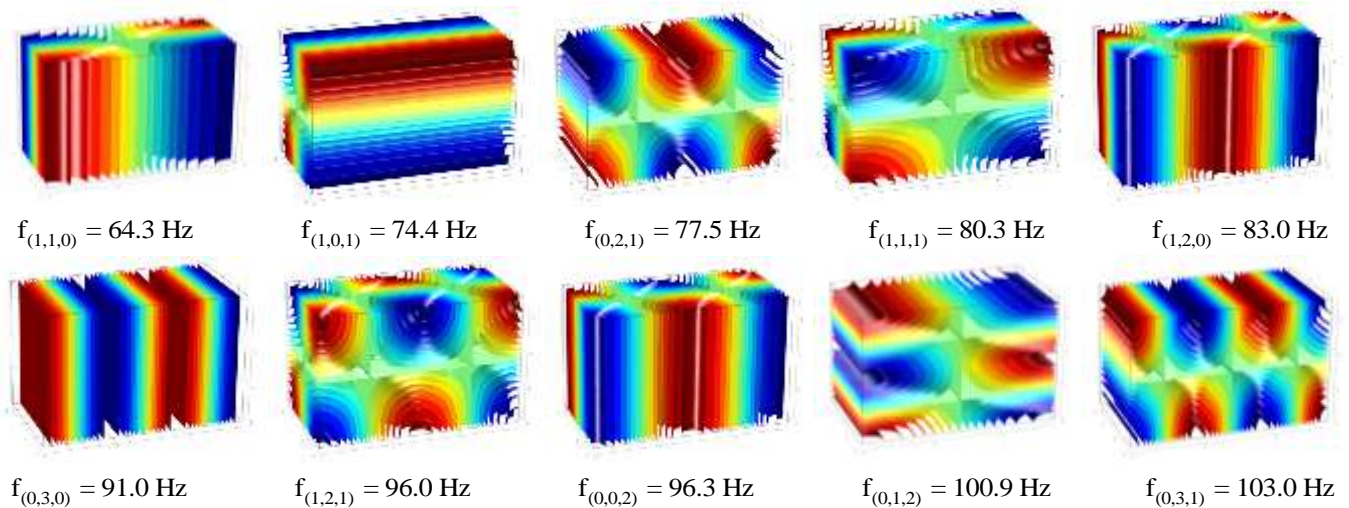


Figure 5: structure des modes propres de la salle entre 65 Hz et 105 Hz. Les surfaces nodales sont illustrées en vert et les ventres de pression en bleu et rouge.

Pour la configuration C1, les absorbeurs électroacoustiques sont placés dans les coins 3, 4, 7 et 8 de la salle, comme décrit sur la figure 5. Leur orientation est telle que la membrane de chaque haut-parleur est face au mur dans la direction de la largeur de la salle. Pour la configuration C2, les absorbeurs électroacoustiques sont placés au sol dans les coins 1, 2, 3 et 4 de la salle (Figure 6), et les membranes sont orientées face au mur dans le sens de la longueur.

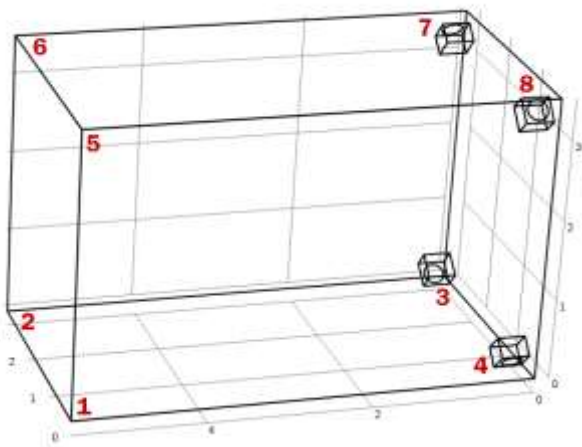


Figure 6: Position des absorbeurs électroacoustiques dans la salle pour la configuration C1.

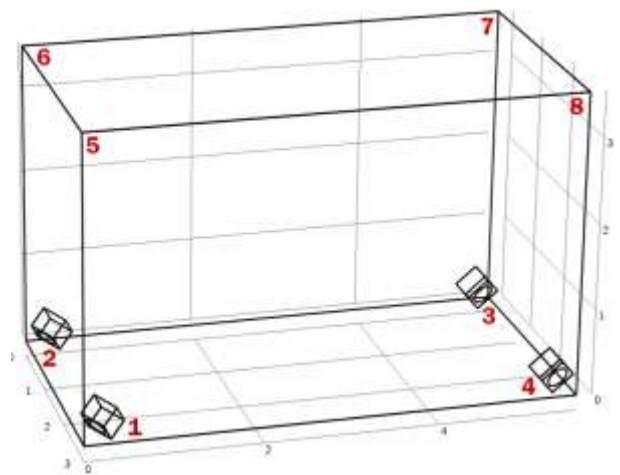


Figure 7: Position des absorbeurs électroacoustiques dans la salle pour la configuration C2.

4 Résultats et discussion

4.1 Protocole expérimental

Les mesures de pressions acoustiques sont obtenues en excitant la salle avec un bruit rose. La source sonore est disposée à même le sol à proximité du coin 1. La plage de fréquence du signal d'excitation est comprise entre 20 Hz et 500 Hz. La pression acoustique est relevée par un microphone 1/2" (Norsonic Type 1225 monté sur un amplificateur Norsonic Type 1201) dont la sensibilité est de 50 mV/Pa, et traitée à l'aide d'un analyseur multivoies 01dB-Metravib. L'analyse spectrale est effectuée avec une résolution de 0.1 Hz de manière à identifier avec une grande précision les fréquences propres de la salle.

Dans le but d'analyser au mieux les performances des absorbeurs électroacoustiques selon les modes de la salle souhaités, deux positions de microphone sont retenues. Le microphone est placé dans le coin 8 pour la configuration C1 et dans le coin 2 pour la configuration C2. Les photographies de l'expérience sont présentées sur les Figure 8 et 9.



Figure 8: Photographie de la configuration C1 testée dans la salle (coin #1 en bas à droite).



Figure 9 : Photographie de la configuration C2 testée dans la salle (coin #1 en bas à droite).

4.2 Amortissement des modes aux basses fréquences

Les niveaux de pression acoustique mesurés dans la salle, dans le coin 8 pour la configuration C1 et dans le coin 2 pour la configuration C2, sont présentés sur les figures 10 et 11. Le léger décalage de fréquence qui apparaît sur certains modes, comparé à la mesure en salle vide, est dû aux effets de couplage entre la salle et les absorbeurs électroacoustiques. Les gains maximums (en décibels) obtenus par rapport à la mesure en salle vide, pour la plage de fréquence comprise entre 65 Hz et 105 Hz, sont regroupés dans le tableau 2.

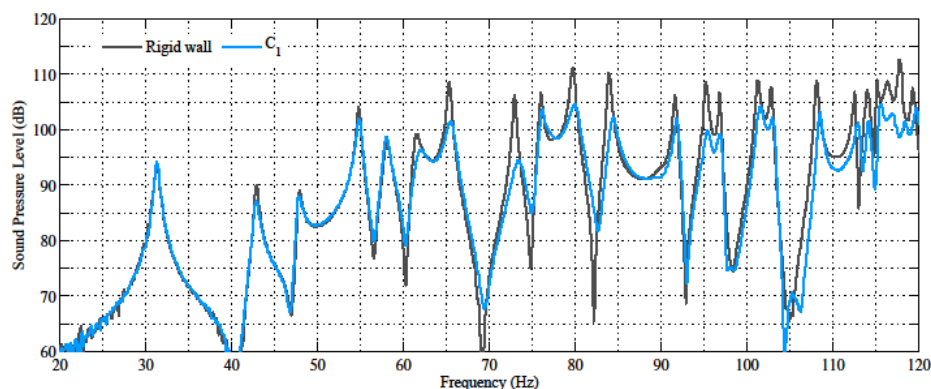


Figure 10: Niveaux de pression acoustique mesurés dans le coin 8 avec la configuration d'absorbeurs C1, comparés à ceux mesurés pour des parois rigides.

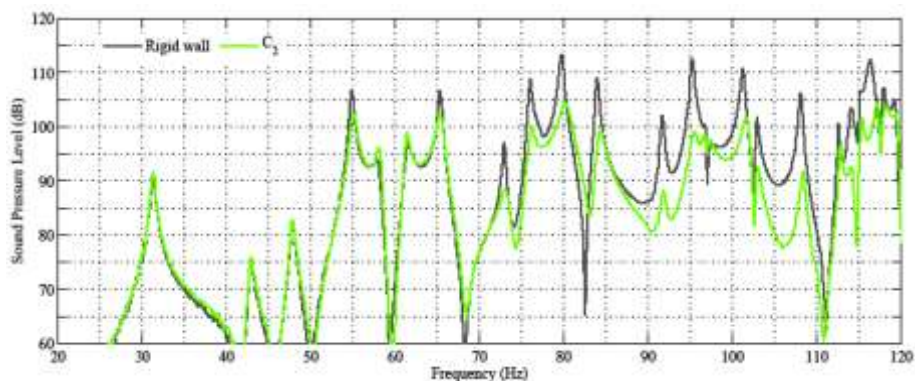


Figure 11: Niveaux de pression acoustique mesurés dans le coin 2 avec la configuration d'absorbeurs C2, comparés à ceux mesurés pour des parois rigides.

Tableau 2 : Gains mesurés pour les configurations C1 et C2 par rapport à la mesure en salle vide

Type du mode	n_x, n_y, n_z	Fréquences propres (Hz)	C1 (dB)	C2 (dB)
Tangentiel	1,1,0	64.3	-7.0	-4.5
Tangentiel	1,0,1	74.4	-11.7	-8.6
Tangentiel	0,2,1	77.5	-4.0	-6.2
Oblique	1,1,1	80.3	-6.8	-9.0
Tangentiel	1,2,0	83.0	-7.9	-9.4
Axial	0,3,0	91.0	3.9	-4.7
Oblique	1,2,1	96.0	-7.1	-13.6
Tangentiel	0,1,2	100.9	-7.1	-8.2
Tangentiel	0,3,1	103.0	-5.2	-6.9

Ces résultats montrent clairement l'influence du contrôle d'impédance acoustique sur l'amortissement des résonances de la salle aux basses fréquences. Même avec une surface de traitement très faible, de l'ordre de 0.2 m² rapportée à la surface totale de 94.3 m² de la salle, le niveau de pression acoustique résultant des résonances naturelles de la salle peut être considérablement réduit. Des atténuations supérieures à 10 dB ont été mesurées sur certains modes.

Il résulte également de cette étude que l'efficacité du contrôle d'impédance est fortement dépendante de la position des absorbeurs électroacoustiques dans la salle. La configuration C1 est particulièrement efficace pour amortir le mode tangentiel (1,1,1) à 80.3 Hz avec une atténuation de 11.7 dB, tandis que la configuration C2 est optimisée de façon à amortir le mode oblique (1,2,1) à 96.0 Hz avec 13.6 dB d'atténuation. Ces résultats sont donc cohérents avec l'analyse des structures de modes dans la salle.

Par cette approche, des corrections acoustiques peuvent être apportées dans une salle, sur une plage de fréquence où les traitements acoustiques conventionnels sont inefficaces ou difficilement applicables pour des raisons d'encombrement.

4.3 Amélioration du temps de décroissance de l'énergie acoustique

Dans une pièce fermée, le son se prolonge après la coupure de la source à cause des réflexions multiples sur les parois. Cette prolongation de son dépend de l'absorption des parois et de leurs revêtements. Si elle est trop importante, elle peut avoir un effet négatif sur l'intelligibilité de la parole, et donc altérer la qualité de transmission. C'est pourquoi, le temps de décroissance de l'énergie acoustique à l'extinction d'une source (correspondant à la durée de réverbération en champ diffus) est utilisé pour quantifier le phénomène, et ainsi caractériser les propriétés acoustiques, même aux basses fréquences, d'une salle. Cette expérience a maintenant pour but de montrer comment cette décroissance énergétique peut être améliorée avec l'utilisation d'absorbeurs électroacoustiques.

Les mesures du temps de décroissance de l'énergie acoustique sont réalisées en émettant une longueur de séquence maximale (MLS) à partir d'une source calibrée

Bruel and Kjaer Type 4224 [11]. La réponse moyennée de la salle est relevée par deux microphones Bruel and Kjaer Type 4198 (microphone 1/2" prépolarisé Type 4189 dont la sensibilité est de 50 mV/Pa). Les signaux mesurés sont ensuite filtrés pour être présentés par bandes de tiers d'octave. Pour chacune des deux configurations, les durées sont calculées sur une salve de 8 séquences de 10.2 s, soit une période totale de 1 min 22 s, avec le logiciel dBati32 de 01dB-Metravib.

Le tableau 3 résume les temps de décroissance de l'énergie acoustique mesurés dans la salle pour les deux configurations d'absorbeurs électroacoustiques.

Tableau 3 : Temps de décroissance énergétique dans la salle par bandes de tiers d'octave.

Config.	Bandes de tiers d'octave (Hz)						Global (s)
	40 (s)	50 (s)	63 (s)	80 (s)	100 (s)	125 (s)	
Salle vide	5.5	6.3	5.3	6.0	7.5	6.5	6.0
C1	3.7	4.2	3.4	2.8	4.1	4.1	3.8
C2	4.3	3.5	3.0	2.7	4.8	4.4	3.8

À partir de ces résultats, on peut remarquer que le contrôle de l'impédance acoustique à différents endroits de la salle peut modifier le champ modal de manière significative, même avec une petite surface d'absorption équivalente. En effet, d'après les résultats, le champ sonore décroît plus vite avec les configurations C1 et C2 qu'en salle vide, car une partie de l'énergie acoustique est dissipée à travers les absorbeurs électroacoustiques.

L'utilisation d'absorbeurs électroacoustiques est donc une solution attrayante pour les salles face aux problèmes acoustiques, résultant d'un temps de décroissance excessif de l'énergie acoustique aux basses fréquences.

5 Conclusion

Les absorbeurs électroacoustiques représentent des solutions simples et efficaces pour atténuer les effets des modes de salles aux basses fréquences. Une démarche méthodique utilisant un agencement de haut-parleurs connectés à des charges électriques spécifiques a été présentée. Grâce à un contrôle judicieux de l'impédance acoustique dans une salle de test, un amortissement significatif des résonances naturelles dominantes aux basses fréquences a été atteint. L'amplitude des résonances a effectivement été diminuée de manière significative, même avec une petite surface équivalente de traitement acoustique (0.02 m² contre 94.3 m² pour la surface totale de la salle). De plus, les atténuations mesurées sont liées non seulement à l'emplacement des absorbeurs électroacoustiques, mais également à l'orientation des membranes par rapport à la structure des modes.

L'égalisation modale d'une salle par contrôle de l'impédance acoustique peut être considérée comme une méthode complémentaire pour améliorer la qualité

d'écoute, au-delà de ce qui est réalisable avec l'utilisation de solutions de correction acoustique conventionnelles. Par ailleurs, cette étude a été restreinte à une plage de fréquences comprise entre 65 Hz et 105 Hz, relative à la salle de test considérée. Dans le cas d'une salle de dimensions différentes, et donc de structure modale différente, de celle présentée ici, les absorbeurs électroacoustiques devraient bien sûr être adaptés aux spécifications spécifiques de la salle. Mais les résultats présentés ici permettent de comprendre la méthode de dimensionnement et le comportement général de ces dispositifs, et ces résultats ne perdent par conséquent rien de leur caractère général, applicable à d'autres situations.

Références bibliographiques

- [1] H. Kuttruff, *Room acoustics*, Spon Press, 5th Ed. (2009).
- [2] M. Rossi, *Audio*, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, (2007).
- [3] T. J. Cox, P. D'Antonio, *Acoustic absorbers and diffusers: Theory, design and application*, Taylor and Francis, 2nd edition, (2009).
- [4] H. Lissek, R. Boulandet, P-J. René, Shunt loudspeakers for modal control in rooms, In *Proc. 16th International Congress on Sound and Vibration*, (2009).
- [5] H. Lissek, R. Boulandet, A-S. Moreau, Stratégie de contrôle semi-actif de l'acoustique des salles aux basses fréquences, *10^{ème} Congrès Français d'Acoustique*, (2010).
- [6] H. Lissek, R. Boulandet, R. Fleury, Electroacoustic absorbers: bridging the gap between shunt loudspeakers and active sound absorption, *J. Acoust. Soc. Am.* , 129(5), (2011).
- [7] ISO 10534-2: Acoustics – Determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes – Part. 2: Transfer-function method, *International Standard Organisation*, (1998).
- [8] M. Bruneau, *Manuel d'acoustique fondamentale*, Hermès, (1998).
- [9] R. L. Clark, D. G. Cole, Active damping of enclosed sound fields through direct rate feedback control, *J. Acoust. Soc. Am.* , 93(3), (1995).
- [10] P-J. René, Contributions aux études sur le couplage électroacoustique dans les espaces clos en vue du contrôle actif, PhD thesis, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, (2006).
- [11] M. R. Schroeder, Integrated-impulse method measuring sound decay without using impulses, *J. Acoust. Soc. Am.* , 66(2), (1979).